

Rec'd PCT/JP 02 JUL 2006

PCT/JP03/00332

10/500691

日本特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

19.02.03

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されて
いる事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed
with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 1月 21日

REC'D 24 APR 2003

WIPO

PCT

出願番号

Application Number:

特願2002-011015

[ST.10/C]:

[JP2002-011015]

出願人

Applicant(s):

本田技研工業株式会社

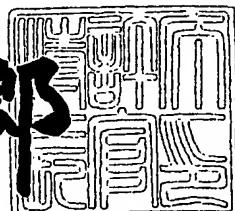
**PRIORITY
DOCUMENT**

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

2003年 4月 1日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3022203

【書類名】 特許願
【整理番号】 H101368601
【提出日】 平成14年 1月21日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F04C 18/344
【発明の名称】 回転式流体機械
【請求項の数】 4
【発明者】
【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
【氏名】 本間 健介
【発明者】
【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
【氏名】 牧野 博行
【特許出願人】
【識別番号】 000005326
【氏名又は名称】 本田技研工業株式会社
【代表者】 吉野 浩行
【代理人】
【識別番号】 100071870
【弁理士】
【氏名又は名称】 落合 健
【選任した代理人】
【識別番号】 100097618
【弁理士】
【氏名又は名称】 仁木 一明
【手数料の表示】
【予納台帳番号】 003001

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 回転式流体機械

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ケーシング(11)と、
ケーシング(11)に回転自在に支持されたロータ(27)と、
ロータ(27)に設けられた作動部(49, 57)と、
ケーシング(11)およびロータ(27)間に設けられ、ロータ(27)の軸
線(L)に直交する摺動面(68)を介して作動部(49, 57)に対する作動
媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブ(61)と、
を備えた回転式流体機械であって、

前記軸線(L)上に配置されてロータリバルブ(61)に作動媒体を供給する
作動媒体供給パイプ(77)を該ロータリバルブ(61)と別体に設け、作動媒体
供給パイプ(77)とロータリバルブ(61)との間に、作動媒体供給パイプ
(77)の前記軸線(L)方向への移動がロータリバルブ(61)に伝達される
のを防止する機能を有するシール手段(97)を配置したことを特徴とする回転
式流体機械。

【請求項2】 前記シール手段(97)がグランドパッキンであることを特
徴とする、請求項1に記載の回転式流体機械。

【請求項3】 前記シール手段(97)から漏れた作動媒体を回収する作動
媒体回収手段(94, 18e)を備えたことを特徴とする、請求項2に記載の回
転式流体機械。

【請求項4】 前記作動媒体回収手段(94, 18e)は回収した作動媒体
を作動部(49, 57)の下流側に戻すことを特徴とする、請求項3に記載の回
転式流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロー
タに設けられた作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられ、ロータの軸線

に直交する摺動面を介して作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブとを備えた回転式流体機械に関する。

【0002】

【従来の技術】

一般にこの種の回転式流体機械のロータリバルブは、ロータの軸線上に位置するようにケーシングに固定したバルブ本体部を備えており、固定されたバルブ本体部と回転するロータとの摺動面を介して作動媒体の供給・排出を制御するようになっている。そしてロータリバルブに対する作動媒体の供給は、ロータの軸線上に配置されてバルブ本体部に固定された作動媒体供給パイプを介して行うようになっており、バルブ本体部とロータとの摺動面から作動媒体が漏れないようになってしまい、バルブ本体部はロータに向けて弾発的に付勢される。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記従来の回転式流体機械は、作動媒体供給パイプがバルブ本体部に固定されているため、作動媒体供給パイプによってバルブ本体部の軸線方向の移動が規制されてしまい、あるいは作動媒体供給パイプの振動がバルブ本体部に伝達されてしまい、バルブ本体部とロータとの摺動面の密着性が損なわれて作動媒体の供給・排出が不正確になる問題があった。

【0004】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、回転式流体機械のロータリバルブのバルブ本体部とロータとの摺動面の密着性を確保することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項1に記載された発明によれば、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられ、ロータの軸線に直交する摺動面を介して作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブとを備えた回転式流体機械であって、前記軸線上に配置されてロータリバルブに作動媒体を供給する作動媒体供給パイプを該ロータリバルブと別体に設け、作動媒体供給パイ

プとロータリバルブとの間に、作動媒体供給パイプの前記軸線方向への移動がロータリバルブに伝達されるのを防止する機能を有するシール手段を配置したことの特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0006】

上記構成によれば、ロータの軸線上に配置されてロータリバルブに作動媒体を供給する作動媒体供給パイプを該ロータリバルブと別体に設け、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの間に配置したシール手段に、作動媒体供給パイプの前記軸線方向への移動がロータリバルブに伝達されるのを防止する機能を持たせたので、シール手段で作動媒体供給パイプの外周からの作動媒体の漏れを最小限に抑えながら、ロータリバルブの摺動面の密着性を確保して作動媒体の確実な供給・排出を可能にすることができる。

【0007】

また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、前記シール手段がグランドパッキンであることを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0008】

上記構成によれば、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの間に配置したシール手段をグランドパッキンで構成したので、高温の作動媒体に対するシール手段の耐久性が高まるだけでなく、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの相対移動を許容して作動媒体供給パイプの軸線方向への移動がロータリバルブに伝達されるのを防止することができる。

【0009】

また請求項3に記載された発明によれば、請求項2の構成に加えて、前記シール手段から漏れた作動媒体を回収する作動媒体回収手段を備えたことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0010】

上記構成によれば、シール手段から漏れた作動媒体を作動媒体回収手段で回収するので、作動媒体の補給の必要性を最小限に抑えることができる。

【0011】

また請求項4に記載された発明によれば、請求項3の構成に加えて、前記作動媒体回収手段は回収した作動媒体を作動部の下流側に戻すことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0012】

上記構成によれば、シール手段から漏れた作動媒体を作動媒体回収手段を介して作動部の下流側に戻すので、回収した作動媒体が作動部の性能に影響を与えるのを回避することができる。

【0013】

尚、実施例の第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57はそれぞれ本発明の作動部に対応し、実施例の蒸気供給パイプ77は本発明の作動媒体供給パイプに対応し、スプリングケース94および蒸気回収通路18eは本発明の作動媒体回収手段に対応する。

【0014】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【0015】

図1～図13は本発明の一実施例を示すもので、図1は膨張機の縦断面図、図2は図1の2-2線断面図、図3は図1の3部拡大図、図4は図1の4部拡大断面図(図8の4-4線断面図)、図5は図4の5-5線矢視図、図6は図4の6-6線矢視図、図7は図4の7-7線断面図、図8は図4の8-8線断面図、図9は図4の9-9線断面図、図10は出力軸のトルク変動を示すグラフ、図11は高圧段の吸入系を示す作用説明図、図12は高圧段の排出系および低圧段の吸入系を示す作用説明図、図13は低圧段の排出系を示す作用説明図である。

【0016】

図1～図3に示すように、本実施例の回転式流体機械は例えばランキンサイクル装置に使用される膨張機Mであって、作動媒体としての高温高圧蒸気の熱エネルギーおよび圧力エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機Mのケーシング11は、ケーシング本体12と、ケーシング本体12の前面開口部に

シール部材13を介して嵌合して複数本のボルト14…で結合される前部カバー15と、ケーシング本体12の後面開口部にシール部材16を介して嵌合して複数本のボルト17…で結合される後部カバー18とから構成される。ケーシング本体12の下面開口部にオイルパン19がシール部材20を介して当接し、複数本のボルト21…で結合される。またケーシング本体12の上面にブリーザ室隔壁23が重ね合わされ、更にその上面にブリーザ室カバー25が重ね合わされ、複数本のボルト26…で共締めされる。

【0017】

ケーシング11の中央を前後方向に延びる軸線Lまわりに回転可能なロータ27と出力軸28とが溶接で一体化されており、ロータ27の後部がアンギュラボールベアリング29およびシール部材30を介してケーシング本体12に回転自在に支持されるとともに、出力軸28の前部がアンギュラボールベアリング31およびシール部材32を介して前部カバー15に回転自在に支持される。前部カバー15の後面に2個のシール部材33、34およびノックピン35を介して嵌合する斜板ホルダ36が複数本のボルト37…で固定されており、この斜板ホルダ36にアンギュラボールベアリング38を介して斜板39が回転自在に支持される。斜板39の軸線は前記ロータ27および出力軸28の軸線Lに対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

【0018】

ロータ27と別部材で構成された7本のスリーブ41…が、ロータ27の内部に軸線Lを囲むように円周方向に等間隔で配置される。ロータ27のスリーブ支持孔27a…に支持されたスリーブ41…の内周に形成された高圧シリンダ42…に高圧ピストン43…が摺動自在に嵌合しており、高圧シリンダ42…の前端開口部から前方に突出する高圧ピストン43…の半球状部が、斜板39の後面に凹設した7個のディンプル39a…にそれぞれ突き当てられる。スリーブ41…の後端とロータ27のスリーブ支持孔27a…との間には耐熱金属性のシール部材44…が装着され、この状態でスリーブ41…の前端を押さえる单一のセットプレート45が複数本のボルト46…でロータ27の前面に固定される。スリーブ支持孔27a…の底部近傍は僅かに大径になっており、スリーブ41…の外周

面との間に間隙 α （図3参照）が形成される。

【0019】

高压ピストン43…は高压シリンダ42…との摺動面をシールする圧力リング47…およびオイルリング48…を備えており、圧力リング47…の摺動範囲とオイルリング48…の摺動範囲とは相互にオーバーラップしないように設定されている。高压ピストン43…を高压シリンダ42…に挿入するとき、圧力リング47…およびオイルリング48…を高压シリンダ42…にスムーズに係合させるべく、セットプレート45に前面側が広がるようにテーパした開口部45a…が形成される。

【0020】

以上のように、圧力リング47…の摺動範囲とオイルリング48…の摺動範囲とが相互にオーバーラップしないように設定したので、オイルリング48…が摺動する高压シリンダ42…の内壁に付着したオイルが、圧力リング47…の摺動により高压作動室82…に取り込まれないようにし、蒸気にオイルが混入するのを確実に防止することができる。特に、高压ピストン43…は圧力リング47…およびオイルリング48…に挟まれた部分が若干小径になっているため（図3参照）、オイルリング48…の摺動面に付着したオイルが圧力リング47…の摺動面に移動するのを効果的に防止することができる。

【0021】

また7本のスリープ41…をロータ27のスリープ支持孔27a…に装着して高压シリンダ42…を構成したので、スリープ41…に熱伝導性、耐熱性、耐摩耗性、強度等に優れた材質を選択することができる。これにより性能および信頼性の向上が可能になるだけでなく、ロータ27に直接高压シリンダ42…を加工する場合に比べて加工が容易になり、加工精度も向上する。しかも何れかのスリープ41が摩耗・損傷した場合に、ロータ27全体を交換することなく、異常のあるスリープ41だけを交換すれば良いので経済的である。

【0022】

またスリープ支持孔27a…の底部近傍を僅かに大径にしてスリープ41…の外周面とロータ27との間に間隙 α を形成したので、高压作動室82…に供給さ

れた高温高圧蒸気によりロータ27が熱変形しても、その影響がスリーブ41…に及び難くして高圧シリンダ42…の歪みを防止することができる。

【0023】

前記7本の高圧シリンダ42…と、そこに嵌合する7本の高圧ピストン43…とは、第1のアキシャルピストンシリンダ群49を構成する。

【0024】

ロータ27の外周部に7本の低圧シリンダ50…が軸線Lおよび高圧シリンダ42…の半径方向外側を囲むように円周方向に等間隔で配置される。これら低圧シリンダ50…は高圧シリンダ42…よりも大きな直径を有しており、かつ低圧シリンダ50…の円周方向の配列ピッチは高圧シリンダ42…の円周方向の配列ピッチに対して半ピッチ分ずれている。これにより、隣接する低圧シリンダ50…間に形成される空間に高圧シリンダ42…を配置することが可能になり、スペースを有効利用してロータ27の直径の小型化に寄与することができる。

【0025】

7本の低圧シリンダ50…にはそれぞれ低圧ピストン51…が摺動自在に嵌合しており、これら低圧ピストン51…はリンク52…を介して斜板39に接続される。即ち、リンク52…の前端の球状部52aは斜板39にナット53…で固定した球面軸受54…に摺動自在に支持され、リンク52…の後端の球状部52bは低圧ピストン51…にクリップ55…で固定した球面軸受56…に摺動自在に支持される。低圧ピストン51…の頂面近傍の外周面には、圧力リング78…およびオイルリング79…が隣接して装着される。圧力リング78…およびオイルリング79…の摺動範囲は相互にオーバーラップするので、圧力リング78…の摺動面に油膜を形成してシール性および潤滑性を高めることができる。

【0026】

前記7本の低圧シリンダ50…と、そこに嵌合する7本の低圧ピストン41…とは、第2のアキシャルピストンシリンダ群57を構成する。

【0027】

以上のように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の高圧ピストン43…の前端を半球状に形成し、その前端を斜板39に形成したディンプル39a…

に当接させたので、高圧ピストン43…を斜板39に機械的に連結する必要がなくなり、部品点数の削減と組付性の向上とが可能になる。一方、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の低圧ピストン51…はリンク52…および前後の球面軸受54…, 56…を介して斜板39に連結されているので、第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給される中温中圧蒸気の温度および圧力が不足して低圧作動室84…が負圧になっても、低圧ピストン51…と斜板39とが離れて打音や損傷が発する虞がない。

【0028】

また斜板39は前部カバー15にボルト37…で締結されるが、そのときの斜板39の軸線Lまわりの締結位相を変化させることで、第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57に対する蒸気の供給・排出タイミングをずらして膨張機Mの出力特性を変更することができる。

【0029】

また一体化されたロータ27および出力軸28は、それぞれケーシング本体12に設けたアンギュラボールベアリング29および前部カバー15に設けたアンギュラボールベアリング31に支持されるが、ケーシング本体12およびアンギュラボールベアリング29間に介装するシム58の厚さと、前部カバー15およびアンギュラボールベアリング31間に介装するシム59の厚さとを調整することにより、軸線Lに沿うロータ27の位置を前後方向に調整することができる。このロータ27の軸線L方向の位置の調整により、斜板39に案内される高圧・低圧ピストン43…, 51…とロータ27に設けられた高圧・低圧シリンダ42…, 50…との軸線L方向の相対的な位置関係が変化し、高圧・低圧作動室82…, 84…における蒸気の膨張比を調整することができる。

【0030】

仮に、斜板39を支持する斜板ホルダ36が前部カバー15に対して一体に形成されていると、前部カバー15にアンギュラボールベアリング31やシム59を着脱するためのスペースを確保するのが困難になるが、斜板ホルダ36を前部カバー15に対し着脱可能にしたことで、上記問題が解消される。また仮に斜板

ホルダ36が前部カバー15と一体であると、膨張機Mの分解・組立時に予め前部カバー15側に組み付けた斜板39に、ケーシング11内の狭い空間で7本のリンク52…を連結・分離する面倒な作業が必要となるが、斜板ホルダ36を前部カバー15に対し着脱可能にしたことで、予めロータ27側に斜板39および斜板ホルダ36を組み付けてサブアセンブリを構成することが可能となり、組付性が大幅に向かう。

【0031】

次に、第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57に対する蒸気の供給・排出系統を、図4～図9に基づいて説明する。

【0032】

図4に示すように、ロータ27の後端面に開口する円形断面の凹部27bおよび後部カバー18の前面に開口する円形断面の凹部18aに、ロータリバルブ61が収納される。軸線Lに沿うように配置されたロータリバルブ61は、ロータリバルブ本体62と、固定側バルブプレート63と、可動側バルブプレート64とを備える。可動側バルブプレート64は、ロータ27の凹部27bの底面にガスケット65を介して嵌合した状態で、ノックピン66およびボルト67でロータ27に固定される。可動側バルブプレート64に平坦な摺動面68を介して当タ27に固定される。可動側バルブプレート64はノックピン69を介してロータリバルブ本体62に相対回転不能に結合される。従って、ロータ27が回転すると、可動側バルブプレート64および固定側バルブプレート63は摺動面68において相互に密着しながら相対回転する。固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64は、超硬合金やセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成されており、その摺動面68に耐熱性、潤滑性、耐蝕性、耐摩耗性を有する部材を介在させたりコーティングしたりすることが可能である。

【0033】

ロータリバルブ本体62は、大径部62a、中径部62bおよび小径部62cを備えた段付き円柱状の部材であって、その大径部62aの外周に嵌合する環状の摺動部材70が、ロータ27の凹部27bに円筒状の摺動面71を介して摺動

自在に嵌合するとともに、その中径部62bおよび小径部62cが後部カバー18の内周面18aにシール部材72, 73を介して嵌合し、更に小径部62cから延びる円筒部62eが後部カバー18の後にボルト93…で固定したスプリングケース94の内部に延出する。摺動部材70は、超硬合金やセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成される。ロータリバルブ本体62の外周に植設されたノックピン74が、後部カバー18の凹部18aに軸線L方向に形成された長孔18bに係合しており、従ってロータリバルブ本体62は後部カバー18に対して相対回転不能、かつ軸線L方向に移動可能に支持される。

【0034】

スプリングケース94の内部に軸線Lを囲むように複数個のプリロードスプリング75…が支持されており、これらプリロードスプリング75…の前端を受けスプリングシート95が円筒部62eおよび小径部62c間の段部62dに当接する。従って、プリロードスプリング75…で段部62dを押圧されたロータリバルブ本体62は、固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64の摺動面68を密着させるべく前方に向けて付勢される。内部に断熱空間77aを有する蒸気供給パイプ77が、軸線L上に位置するようスプリングケース94にナット96で固定される。蒸気供給パイプ77はロータリバルブ本体62の円筒部62eおよび小径部62cの内周面62fに緩く挿入され、そのテーパー状の前端部はロータリバルブ本体62の小径部62cの内部に形成した第1蒸気通路P1の入口端に隙間を存して対向する。

【0035】

ロータリバルブ本体62の円筒部62eおよび小径部62cの内周面62fと蒸気供給パイプ77の外周面との間に環状のシール手段97が複数個配置され、その後端が前記内周面62fに螺合する押さえ部材98により固定される。シール手段97は耐熱性に優れた材質、例えば無機纖維では炭素系の膨張黒鉛纖維、炭素纖維や金属纖維等、また有機纖維ではフッ素樹脂纖維やアラミド纖維等で構成したグランドパッキンであり、外力により容易に弾性変形してロータリバルブ本体62および蒸気供給パイプ77の相対移動を許容することができる。

【0036】

シール手段97の背部はスプリングケース94の内部空間に連通し、スプリングケース94の内部空間はカバー部材18を貫通する蒸気回収通路18eを介して蒸気排出室90に連通する。

【0037】

第1のアキシャルピストンシリンダ群49に高温高圧蒸気を供給する高圧段の蒸気吸入経路が、図11に網かけして示される。図11と図5～図9とを併せて参照すると明らかなように、蒸気供給パイプ77から高温高圧蒸気が供給される圧力室76に上流端が連通する第1蒸気通路P1が、ロータリバルブ本体62を貫通して固定側バルブプレート63との合わせ面に開口し、固定側バルブプレート63を貫通する第2蒸気通路P2に連通する。ロータリバルブ本体62および固定側バルブプレート63の合わせ面からの蒸気のリークを防止すべく、該合わせ面に装着されたシール部材81（図7および図11参照）により第1、第2蒸気通路P1、P2の接続部の外周がシールされる。

【0038】

可動側バルブプレート64およびロータ27にはそれぞれ7本の第3蒸気通路P3…（図5参照）および第4蒸気通路P4…が円周方向に等間隔に形成されており、第4蒸気通路P4…の下流端は第1のアキシャルピストンシリンダ群49の高圧シリンダ42…および高圧ピストン43間に区画された7個の高圧作動室82…に連通する。図6から明らかなように、固定側バルブプレート63に形成された第2蒸気通路P2の開口は、高圧ピストン43の上死点TDCの前後に均等に開口せずに矢印Rで示すロータ27の回転方向進み側に僅かにずれて開口している。これにより、できるだけ長い膨張期間、即ち充分な膨張比を確保でき、かつ上死点TDCの前後に均等に開口を設定した場合に生じる負の仕事を極力少なくし、更に高圧作動室82…内に残留する膨張蒸気を減少して充分な出力（効率）が得られる。

【0039】

第1のアキシャルピストンシリンダ群49から中温中圧蒸気を排出して第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給する高圧段の蒸気排出経路および低圧段の蒸気吸入経路が、図12に網かけして示される。図12と図5～図8とを併

せて参考すると明らかなように、固定側バルブプレート63の前面には円弧状の第5蒸気通路P5（図6参照）が開口しており、この第5蒸気通路P5は固定側バルブプレート63の後面に開口する円形の第6蒸気通路P6（図7参照）に連通する。第5蒸気通路P5は、高圧ピストン43の下死点BDCに対して矢印Rで示すロータ27の回転方向進み側に僅かにずれた位置から、上死点TDCに対して回転方向遅れ側に僅かにずれた位置に亘って開口している。これにより、可動側バルブプレート64の第3蒸気通路P3…は下死点BDCから第2蒸気通路P2と重複しない（好ましくは第2蒸気通路P2と重複する直前の）角度範囲に亘って固定側バルブプレート63の第5蒸気通路P5に連通することができ、その間に第3蒸気通路P3…から第5蒸気通路P5への蒸気の排出が行われる。

【0040】

ロータリバルブ本体62には、軸線L方向に延びる第7蒸気通路P7と、略半径方向に延びる第8蒸気通路P8とが形成されており、第7蒸気通路P7の上流端は前記第6蒸気通路P6の下流端に連通するとともに、第8蒸気通路P8の下流端はロータリバルブ本体62および摺動部材70に跨がって配置された継ぎ手部材83の内部の第9蒸気通路P9を経て、摺動部材70を半径方向に貫通する第10蒸気通路P10に連通する。そして第10蒸気通路P10は、ロータ27に放射状に形成した7本の第11蒸気通路P11…を介して、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の低圧シリンダ50…および低圧ピストン41…間に区画された7個の低圧作動室84…に連通する。

【0041】

ロータリバルブ本体62と固定側バルブプレート63との合わせ面からの蒸気のリークを防止すべく、該合わせ面に装着されたシール部材85（図7および図12参照）により第6、第7蒸気通路P6、P7の接続部の外周がシールされる。摺動部材70の内周面とロータリバルブ本体62との間は2個のシール部材86、87でシールされ、継ぎ手部材83の外周面と摺動部材70との間はシール部材88でシールされる。

【0042】

ロータ27および出力軸28の内部は肉抜きされて調圧室89が区画されてお

り、この調圧室89と第8蒸気通路P8とが、ロータリバルブ本体62に形成した第12蒸気通路P12および第13蒸気通路P13と、固定側バルブプレート63に形成した第14蒸気通路P14と、ボルト67の内部を貫通する第15蒸気通路P15とを介して連通する。7本の第3蒸気通路P3…から第5蒸気通路P5に排出される中温中圧蒸気の圧力はロータ27の1回転につき圧力が7回脈動するが、その中温中圧蒸気を第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給する途中の第8蒸気通路P8を調圧室89に連通させたことで、前記圧力の脈動を緩衝して一定圧の蒸気を第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給し、低圧作動室84…への蒸気の充填効率を高めることができる。

【0043】

また調圧室89はロータ27および出力軸28の中心のデッドスペースを利用して形成されているので膨張機Mの大型化を招くこともなく、肉抜きによる軽量化の効果も持ち、しかも調圧室89の外周は高温高圧蒸気で作動する第1のアキシャルピストンシリンダ群49で取り囲まれるので、第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給される中温中圧蒸気の熱損失が生じることもない。更に、第1のアキシャルピストンシリンダ群49に取り囲まれたロータ27の中心部が温度上昇した場合には、調圧室89の中温中圧蒸気でロータ27の冷却を図ることができ、その結果として加熱された中温中圧蒸気で第2のアキシャルピストンシリンダ群57の出力向上を図ることができる。

【0044】

第2のアキシャルピストンシリンダ群57から低温低圧蒸気を排出する蒸気排出経路が、図13に網かけして示される。図13、図8および図9を併せて参照すると明らかなように、摺動部材70の摺動面71に、ロータ27に形成した7個の第11蒸気通路P11…に連通可能な円弧状の第16蒸気通路P16が切り欠かれており、この第16蒸気通路P16はロータリバルブ本体62の外周に円弧状に切り欠かれた第17蒸気通路P17に連通する。第16蒸気通路P16は、低圧ピストン51の下死点BDCに対して矢印Rで示すロータ27の回転方向進み側に僅かにずれた位置から、上死点TDCに対して回転方向遅れ側に僅かにずれた位置に亘って開口している。これにより、ロータ27の第11蒸気通路P

11…は下死点B D Cから第10蒸気通路P 10と重複しない（好ましくは第10蒸気通路P 10と重複する直前の）角度範囲に亘って摺動部材70の第16蒸気通路P 16に連通することができ、その間に第11蒸気通路P 11…から第16蒸気通路P 16への蒸気の排出が行われる。

【0045】

更に第17蒸気通路P 17は、ロータリバルブ本体62の内部に形成された第18蒸気通路P 18～第20蒸気通路P 20および後部カバー18の切欠18dを介して、ロータリバルブ本体62および後部カバー18間に形成された蒸気排出室90に連通し、この蒸気排出室90は後部カバー18に形成した蒸気排出孔18cに連通する。

【0046】

以上のように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49への蒸気の供給・排出と第2のアキシャルピストンシリンダ群57への蒸気の供給・排出とを共通のロータリバルブ61で制御するので、各々別個のロータリバルブを用いる場合に比べて膨張機Mを小型化することができる。しかも第1のアキシャルピストンシリンダ群49に高温高圧蒸気を供給するバルブを、ロータリバルブ本体62と一緒に固定側バルブプレート63の前端の平坦な摺動面68に形成したので、高温高圧蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜならば、平坦な摺動面68は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてクリアランスの管理が容易であるからである。

【0047】

特に、複数本のプリロードスプリング75…でロータリバルブ本体62にプリセット荷重を与えて軸線L方向前方に付勢することにより、固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64の摺動面68に面圧を発生させ、その摺動面68からの蒸気のリークを効果的に抑制することができる。また蒸気供給パイプ77が振動等により軸線L方向に移動しても、その動きがグランドパッキンよりなるシール手段97に吸収されてロータリバルブ本体62に伝達されないため、固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64の摺動面68の密着性を確保して蒸気の供給・排出を確実に行うことができる。

【0048】

グランドパッキンよりなるシール手段97の性質上、若干の蒸気が漏れることが避けられず、シール手段97を通過した蒸気はスプリングケース94の内部空間および蒸気回収通路18eを経て蒸気排出室90に排出される。このように、シール手段97から漏れた蒸気を回収することで、ランキンサイクル装置の閉回路から作動媒体が失われるのを防止し、作動媒体の補給の必要性を最小限に抑えることができる。しかも、シール手段97から漏れた低温低圧の蒸気は第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57よりも下流側において回収されるので、前記蒸気によって膨張機Mの出力が低下するのを防止することができる。

【0049】

また第2のアキシャルピストンシリンダ群57に中温中圧蒸気を供給するバルブはロータリバルブ本体62の外周の円筒状の摺動面71に形成されているが、そこを通過する中温中圧蒸気は前記高温高压蒸気に比べて圧力が低下しているため、摺動面71に対する面圧を発生させなくとも、所定のクリアランス管理を施せば蒸気のリークは実用上問題ない。

【0050】

またロータリバルブ本体62に内部に、高温高压蒸気が流れる第1蒸気通路P1と、中温中圧蒸気が流れる第7蒸気通路P7および第8蒸気通路P8と、低温低压蒸気が流れる第17蒸気通路P17～第20蒸気通路P20とを集約して形成したので蒸気温度の低下を防止できるだけでなく、高温高压蒸気のシール部（例えば、シール部材81）を低温低压蒸気で冷却して耐久性を高めることができる。

【0051】

更に、後部カバー18をケーシング本体12から取り外すだけで、ケーシング本体12に対してロータリバルブ61を着脱することができるので、修理、清掃、交換等のメンテナンス作業性が大幅に向上する。また高温高压蒸気が通過するロータリバルブ61は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板39や出力軸28がロータ27を挟んでロータリバルブ61の反対側に配置されるので、高

温となるロータリバルブ61の熱でオイルが加熱されて斜板39や出力軸28の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ61を冷却して過熱を防止する機能も發揮する。

【0052】

次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機Mの作用を説明する。

【0053】

図11に示すように、蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ77を介して膨張機Mの圧力室76に供給され、そこからロータリバルブ61のロータリバルブ本体62に形成した第1蒸気通路P1と、このロータリバルブ本体62と一体の固定側バルブプレート63に形成した第2蒸気通路P2とを経て、可動側バルブプレート64との摺動面68に達する。そして摺動面68に開口する第2蒸気通路P2はロータ27と一緒に回転する可動側バルブプレート64に形成した第3蒸気通路P3に瞬間に連通し、高温高圧蒸気は第3蒸気通路P3からロータ27に形成した第4蒸気通路P4を経て、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7個の高压作動室82…のうちの上死点に在る高压作動室82に供給される。

【0054】

ロータ27の回転に伴って第2蒸気通路P2および第3蒸気通路P3の連通が絶たれた後も高压作動室82内で高温高圧蒸気が膨張することで、スリーブ41の高压シリンダ42に嵌合する高压ピストン43が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、その前端が斜板39のディンプル39aを押圧する。その結果、高压ピストン43が斜板39から受ける反力をロータ27に回転トルクが与えられる。そしてロータ27が7分の1回転する毎に、新たな高压作動室82内に高温高圧蒸気が供給されてロータ27が連続的に回転駆動される。

【0055】

図12に示すように、ロータ27の回転に伴って下死点に達した高压ピストン43が上死点に向かって後退する間に、高压作動室82から押し出された中温中圧蒸気は、ロータ27の第4蒸気通路P4と、可動側バルブプレート64の第3蒸気通路P3と、摺動面68と、固定側バルブプレート63の第5蒸気通路P5

および第6蒸気通路P6と、ロータリバルブ本体62の第7蒸気通路P7～第10蒸気通路P10と、摺動面71とを経て、ロータ27の回転に伴って上死点に達した第2のアキシャルピストンシリンダ群57の低圧作動室84に連なる第1蒸気通路P11に供給される。低圧作動室84に供給された中温中圧蒸気は第10蒸気通路P10と第11蒸気通路P11との連通が絶たれた後も低圧作動室84内で膨張することで、低圧シリンダ50に嵌合する低圧ピストン51が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、低圧ピストン51に接続されたリンク52が斜板39を押圧する。その結果、低圧ピストン51の押圧力がリンク52を介して斜板39の回転力に変換され、この回転力は斜板39のディンプル39aを介して高圧ピストン43からロータ27に回転トルクを伝える。即ち、斜板39と同期回転するロータ27に回転トルクが伝達されることになる。尚、リンク52は膨張行程での負圧発生時に低圧ピストン51が斜板39から離脱するのを防止すべく、低圧ピストン51と斜板39との結合を維持する機能を果たすもので、膨張作用による回転トルクは、上述の如く斜板39のディンプル39aを介して高圧ピストン43から斜板39と同期回転するロータ27に伝達される構成となっている。そしてロータ27が7分の1回転する毎に、新たな低圧作動室84内に中温中圧蒸気が供給されてロータ27が連続的に回転駆動される。

【0056】

このとき、前述したように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の高圧作動室82…から排出される中温中圧蒸気の圧力はロータ27の1回転につき圧力が7回脈動するが、その脈動を調圧室89で緩衝することにより、一定圧の蒸気を第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給して低圧作動室84…への蒸気の充填効率を高めることができる。

【0057】

図13に示すように、ロータ27の回転に伴って下死点に達した低圧ピストン51が上死点に向かって後退する間に、低圧作動室84から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ27の第11蒸気通路P11と、摺動面71と、摺動部材70の第16蒸気通路P16と、ロータリバルブ本体62の第17蒸気通路P17～第20蒸気通路P20を経て蒸気排出室90に排出され、そこから蒸気排出孔1

8cを経て凝縮器に供給される。

【0058】

上述のようにして膨張機Mが作動するとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7本の高压ピストン43…と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の7本の低压ピストン51…とが共通の斜板39に接続されるので、第1、57の7本の低压ピストン51…とが共通の斜板39に接続されるので、第1、第2のアキシャルピストンシリンダ群49、57の出力を合成して出力軸28を駆動することができ、膨張機Mを小型化しながら高出力を得ることができる。このとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7本の高压ピストン43…と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の7本の高压ピストン51…とが円周方向に半ピッチずれて配置されているため、図10に示すように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の出力トルクの脈動と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の出力トルクの脈動とが相互に打ち消しあい、出力軸28の出力トルクがフラットになる。

【0059】

またアキシャル型の回転式流体機械はラジアル式の回転式流体機械に比べてスペース効率が高いという特徴があるが、それを半径方向に2段に配置したことでスペース効率を更に高めることができる。特に、体積が小さい高压の蒸気で作動するために小直径で済む第1のアキシャルピストンシリンダ群49を半径方向内側に配置し、体積が大きい低压の蒸気で作動するために大直径となる第2のアキシャルピストンシリンダ群57を半径方向外側に配置したので、空間を有効利用して膨張機Mの一層の小型化が可能となる。しかも円形断面を有することで加工精度を高くできるシリンダ42…、50…およびピストン43…、51…を用いたことにより、ベーンを用いた場合に比べて蒸気のリーク量が少なくなり、更なる高出力を望むことができる。

【0060】

また高温の蒸気で作動する第1のアキシャルピストンシリンダ群49を半径方向内側に配置し、低温の蒸気で作動する第2のアキシャルピストンシリンダ群57を半径方向外側に配置したので、第2のアキシャルピストンシリンダ群57とケーシング11の外部との温度差を最小限に抑え、ケーシング11の外部への熱

逃げを最小限に抑えて膨張機Mの効率を高めることができる。また半径方向内側の高温の第1のアキシャルピストンシリンダ群49から逃げた熱を、半径方向外の低温の第2のアキシャルピストンシリンダ群57で回収することができるの側で、膨張機Mの効率を更に高めることができる。

【0061】

また軸線Lに対して直角方向に見たとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の後端は第2のアキシャルピストンシリンダ群57の後端よりも前方に位置しているので、第1のアキシャルピストンシリンダ群49から軸線L方向後方に逃げた熱を第2のアキシャルピストンシリンダ群57で回収し、膨張機Mの効率を更に高めることができる。更に、高圧側の摺動面68が低圧側の摺動面71よりもロータ27の凹部27bの奥側に在るので、ケーシング11の外部の圧力と低圧側の摺動面71との差圧を最小限に抑えて低圧側の摺動面71からの蒸気のリーク量を減少させることができ、しかも高圧側の摺動面68から漏れた蒸気圧を低圧側の摺動面71で回収して有効に利用することができる。

【0062】

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【0063】

例えば、実施例では蒸気を作動媒体とする膨張機Mを例示したが、本発明の回転式流体機械は、空気のような圧縮性流体を加圧する圧縮機や、オイルや水のような非圧縮性流体を圧送するポンプに対しても適用することができる。

【0064】

また本発明の作動部は実施例のアキシャルピストンシリンダ群に限定されず、ラジアルピストンシリンダ式のものやベーン式のものであっても良い。

【0065】

【発明の効果】

以上のように請求項1に記載された発明によれば、ロータの軸線上に配置されてロータリバルブに作動媒体を供給する作動媒体供給パイプを該ロータリバルブと別体に設け、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの間に配置したシール手

段に、作動媒体供給パイプの前記軸線方向への移動がロータリバルブに伝達されるのを防止する機能を持たせたので、シール手段で作動媒体供給パイプの外周からの作動媒体の漏れを最小限に抑えながら、ロータリバルブの摺動面の密着性を確保して作動媒体の確実な供給・排出を可能にすることができる。

【0066】

また請求項2に記載された発明によれば、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの間に配置したシール手段をグランドパッキンで構成したので、高温の作動媒体に対するシール手段の耐久性が高まるだけでなく、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの相対移動を許容して作動媒体供給パイプの軸線方向への移動がロータリバルブに伝達されるのを防止することができる。

【0067】

また請求項3に記載された発明によれば、シール手段から漏れた作動媒体を作動媒体回収手段で回収するので、作動媒体の補給の必要性を最小限に抑えることができる。

【0068】

また請求項4に記載された発明によれば、シール手段から漏れた作動媒体を作動媒体回収手段を介して作動部の下流側に戻すので、回収した作動媒体が作動部の性能に影響を与えるのを回避することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

膨張機の縦断面図

【図2】

図1の2-2線断面図

【図3】

図1の3部拡大図

【図4】

図1の4部拡大断面図（図8の4-4線断面図）

【図5】

図4の5-5線矢視図

【図6】

図4の6-6線矢視図

【図7】

図4の7-7線断面図

【図8】

図4の8-8線断面図

【図9】

図4の9-9線断面図

【図10】

出力軸のトルク変動を示すグラフ

【図11】

高圧段の吸入系を示す作用説明図

【図12】

高圧段の排出系および低圧段の吸入系を示す作用説明図

【図13】

低圧段の排出系を示す作用説明図

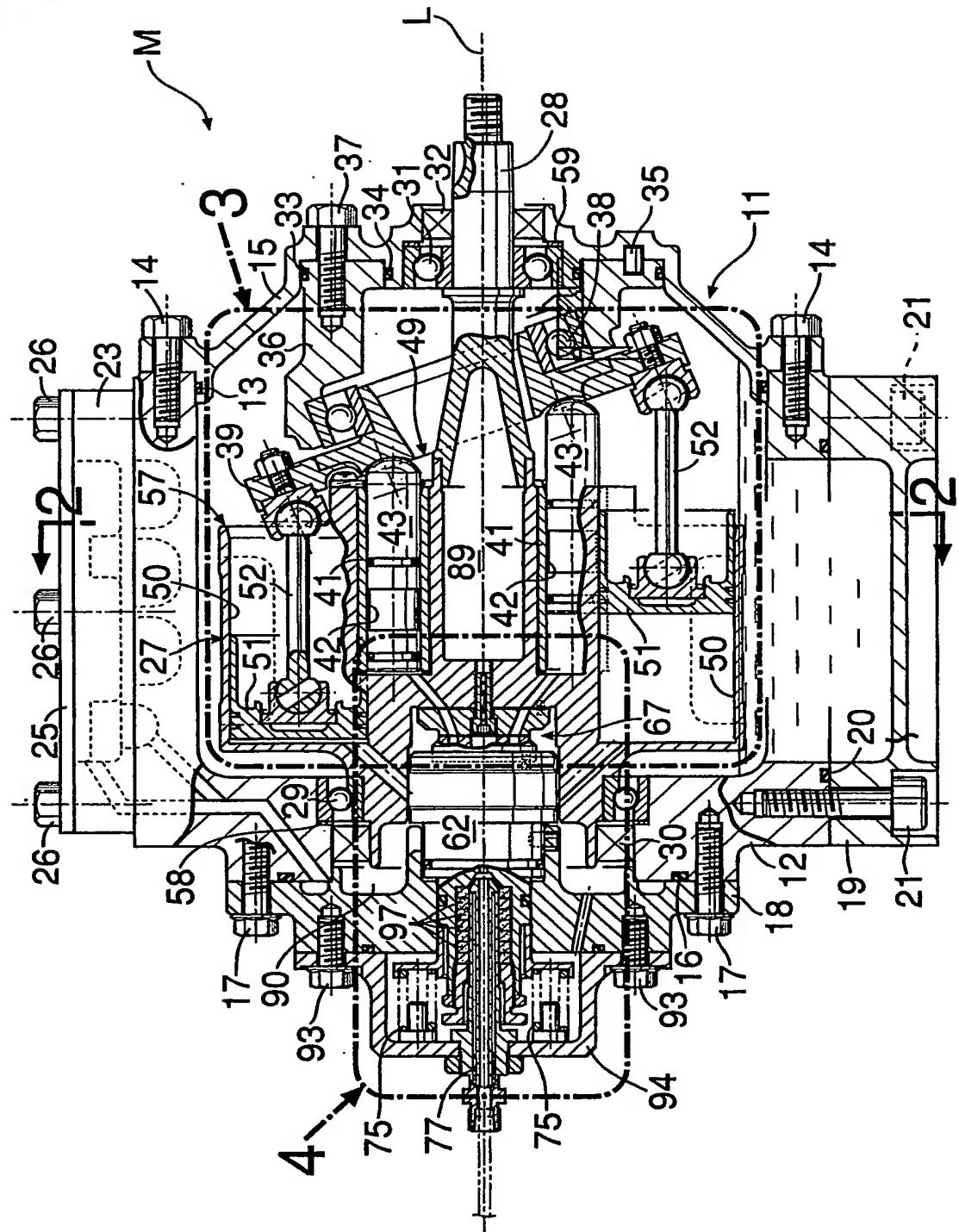
【符号の説明】

1 1	ケーシング
1 8 e	蒸気回収通路（作動媒体回収手段）
2 7	ロータ
4 9	第1のアキシャルピストンシリンダ群（作動部）
5 7	第2のアキシャルピストンシリンダ群（作動部）
6 1	ロータリバルブ
6 8	摺動面
7 7	蒸気供給パイプ（作動媒体供給パイプ）
9 4	スプリングケース（作動媒体回収手段）
9 7	シール手段
L	軸線

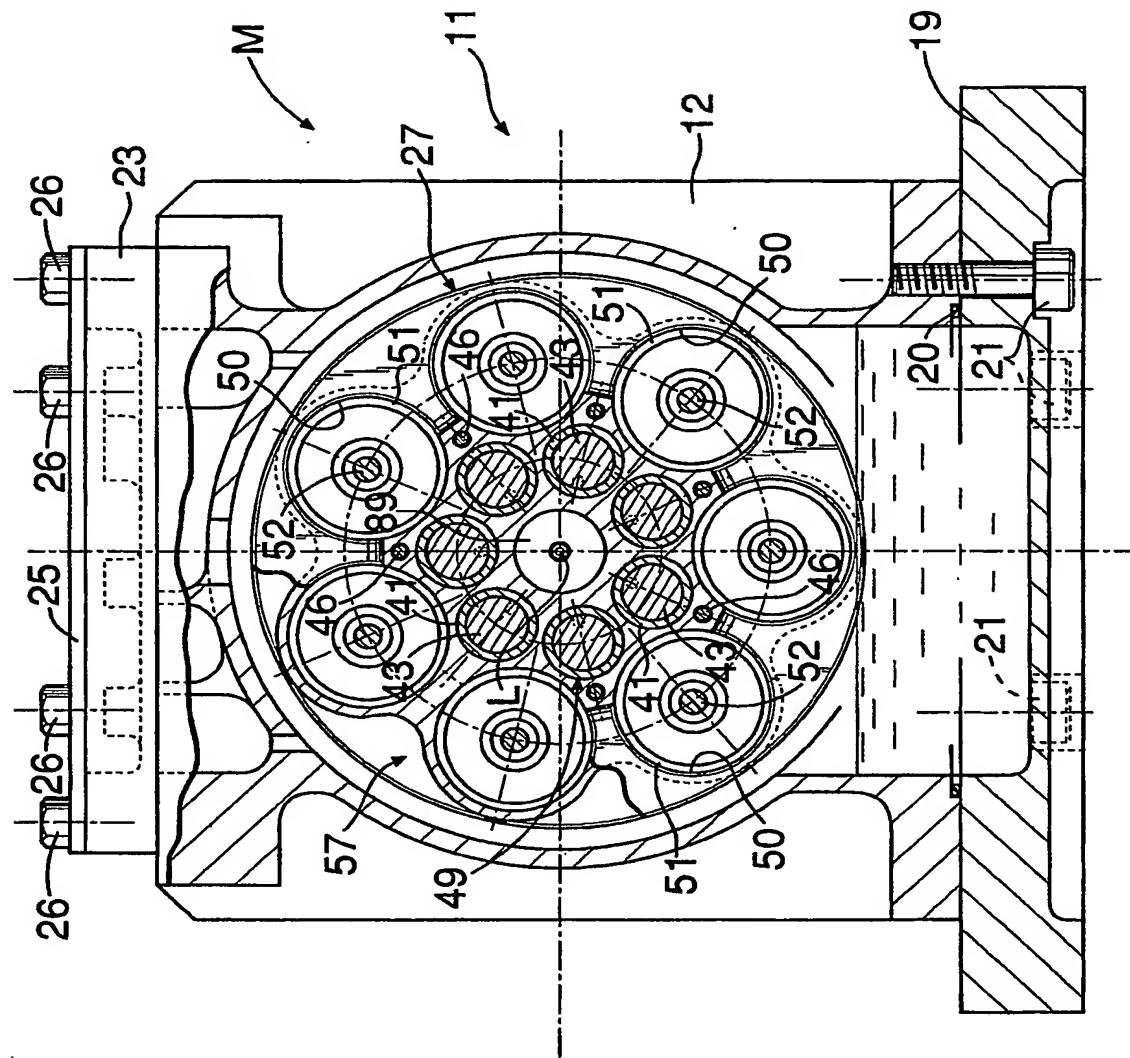
【書類名】

図面

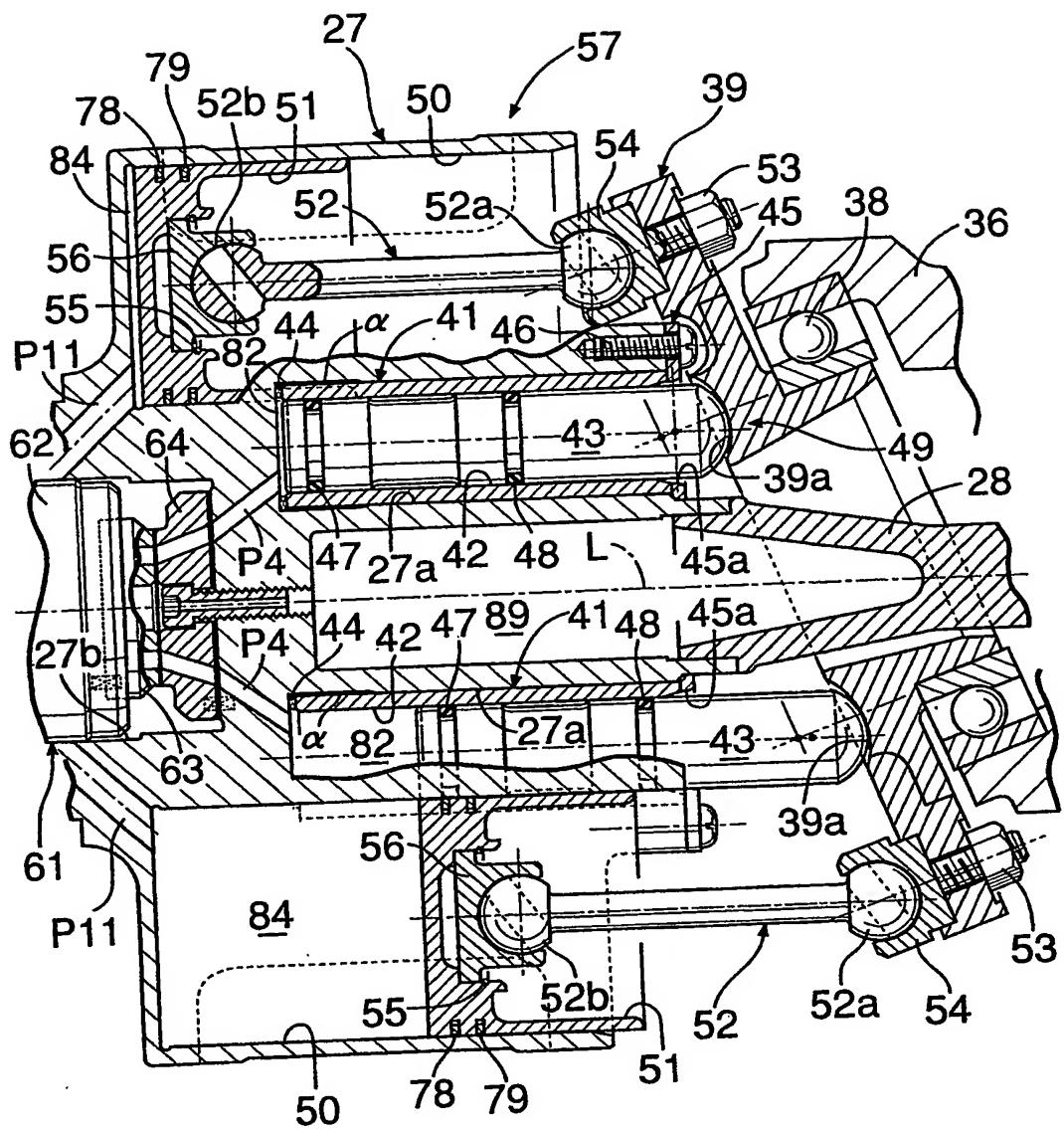
【図1】



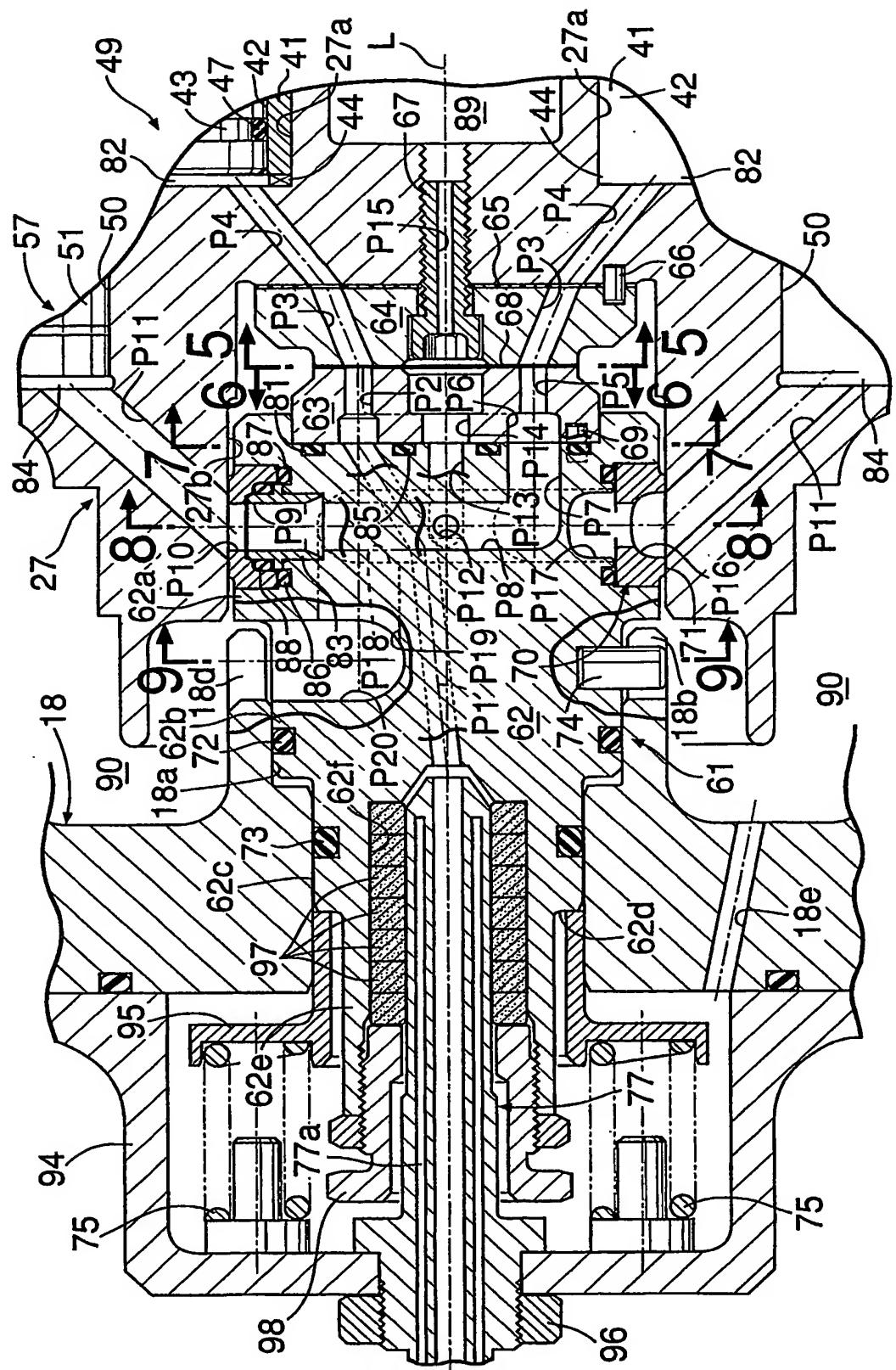
【図2】



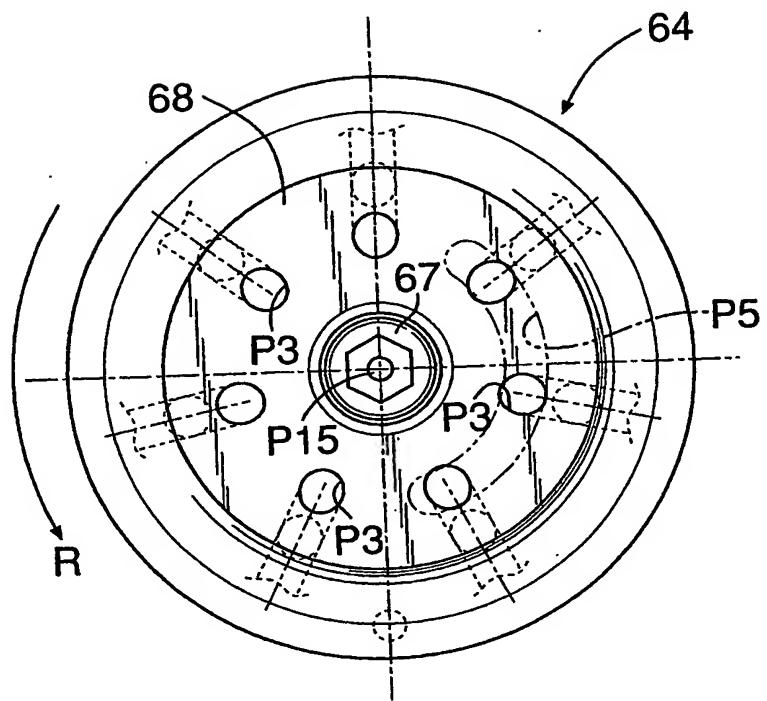
【図3】



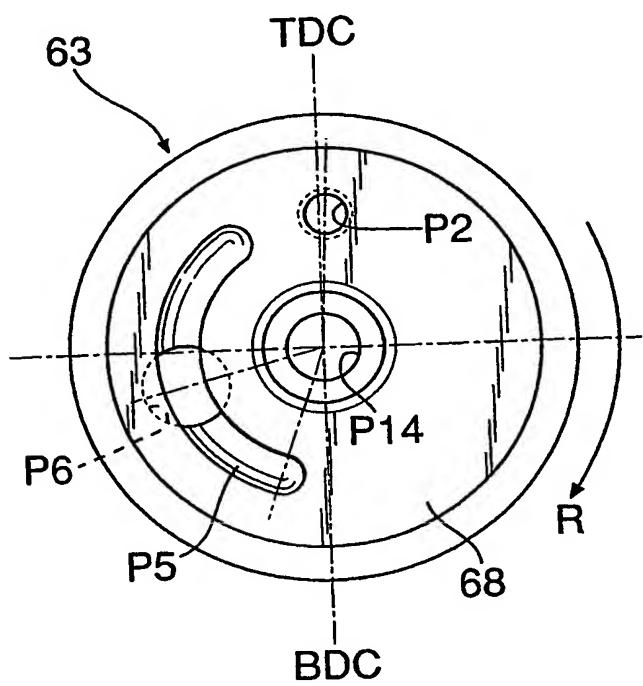
【図4】



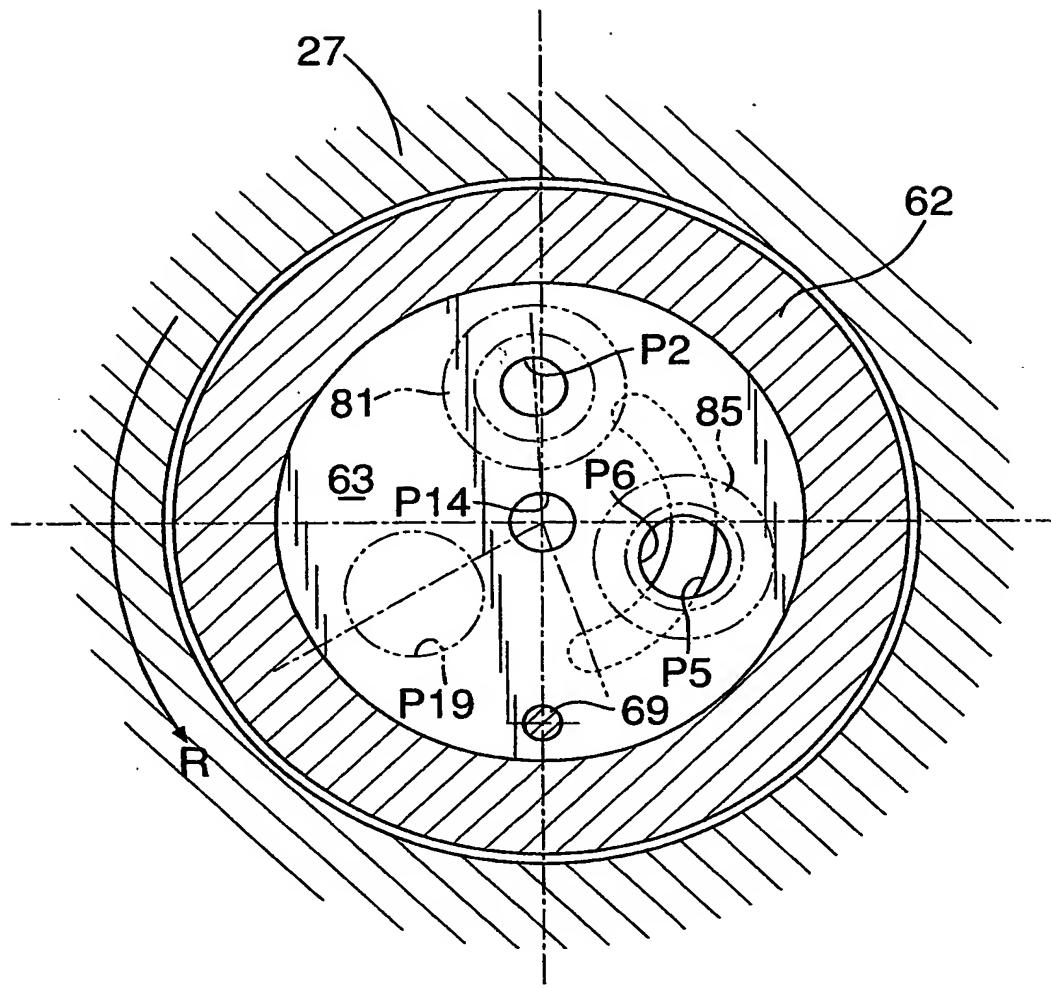
【図5】



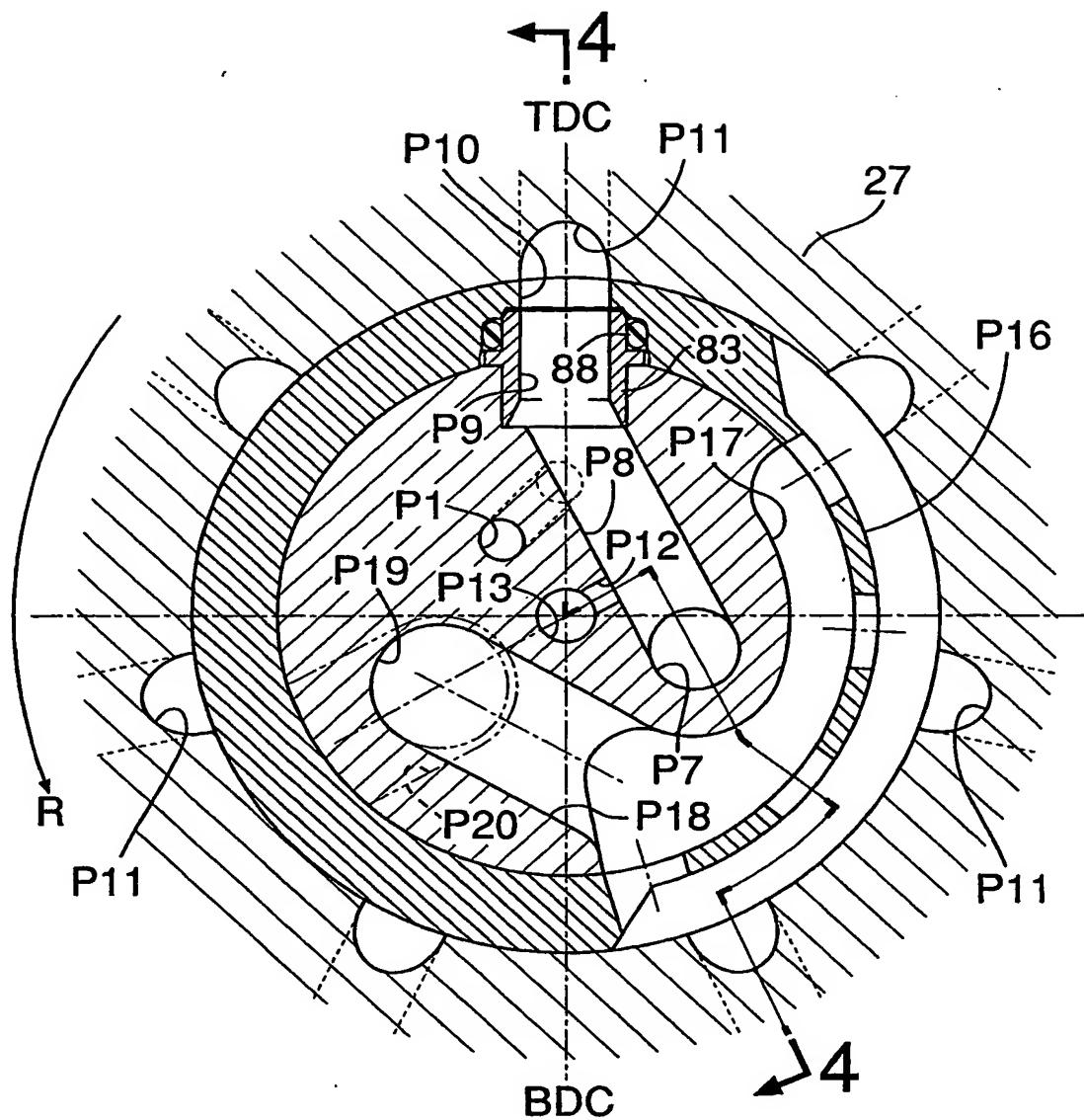
【図6】



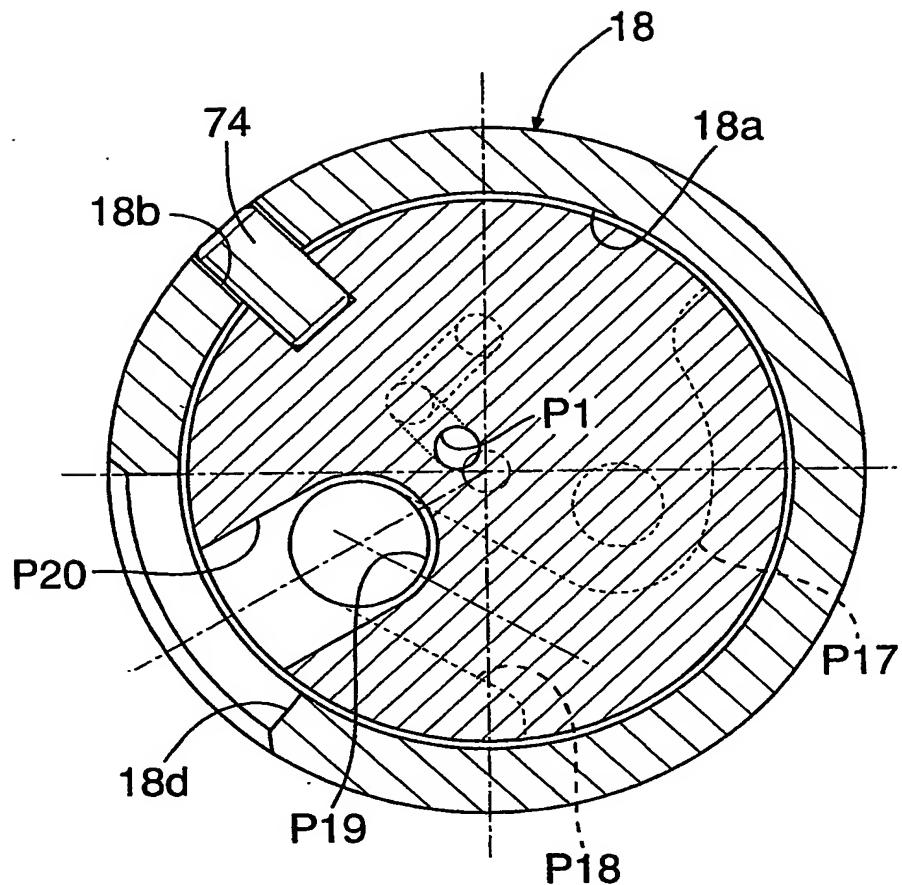
【図7】



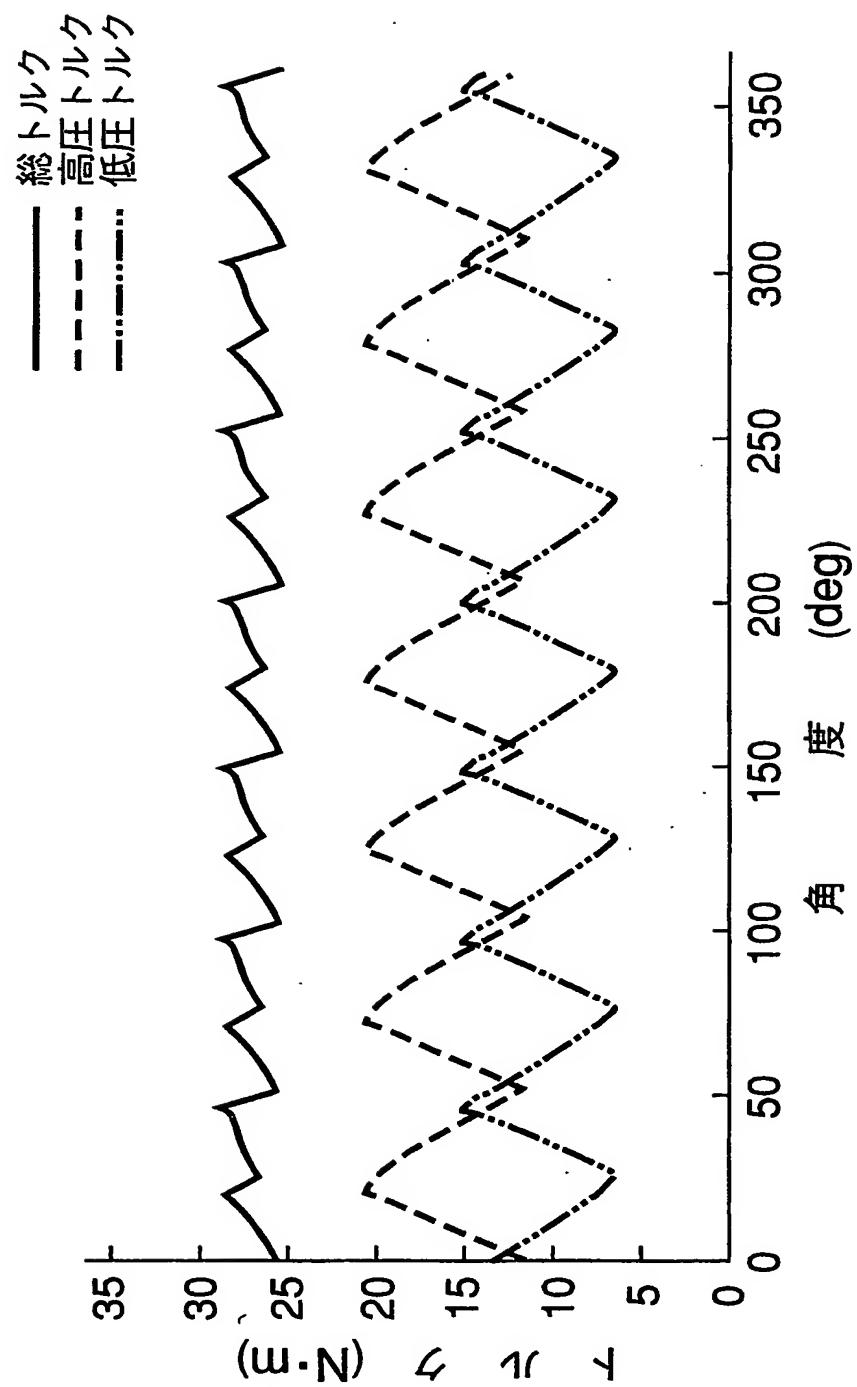
【図8】



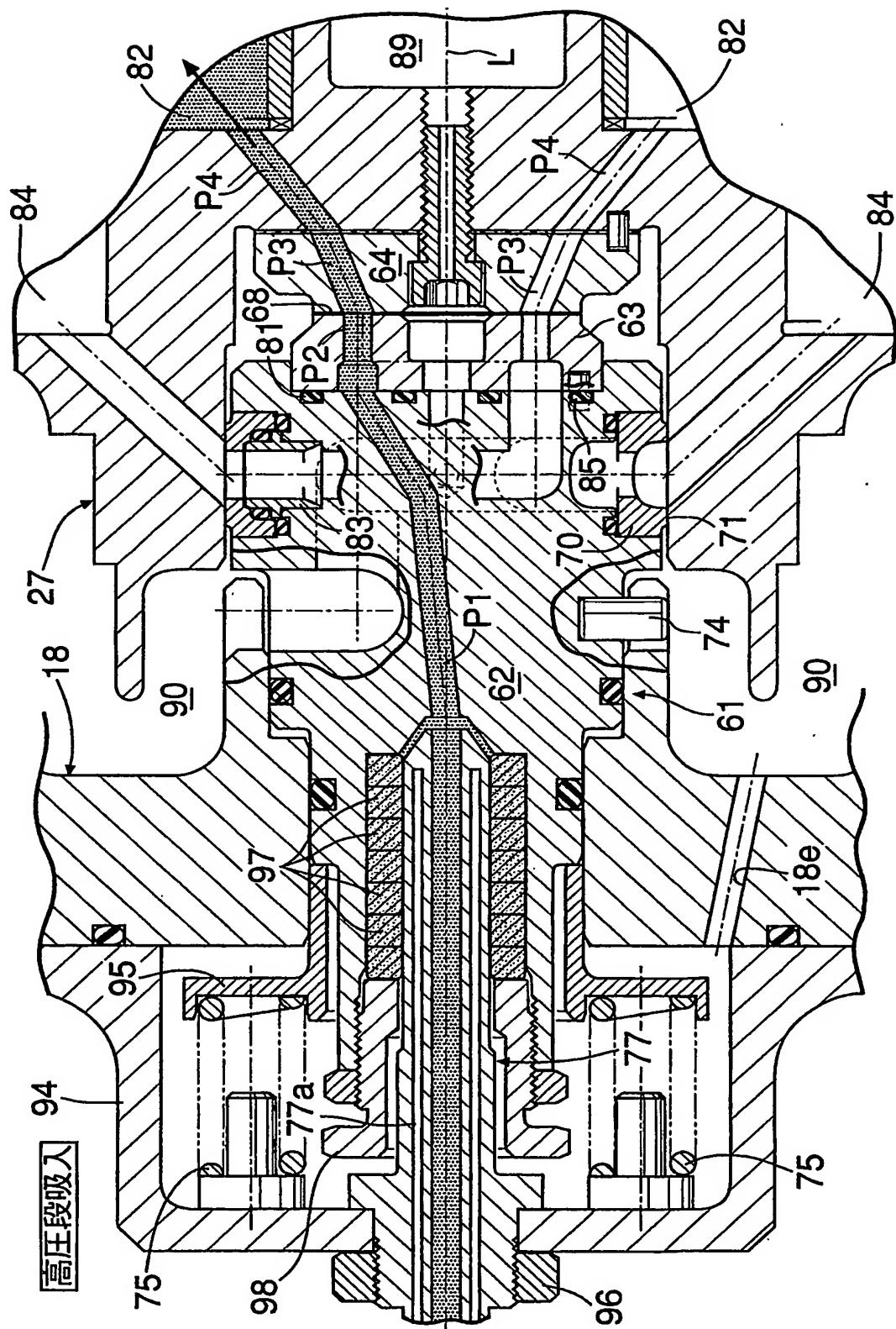
【図9】



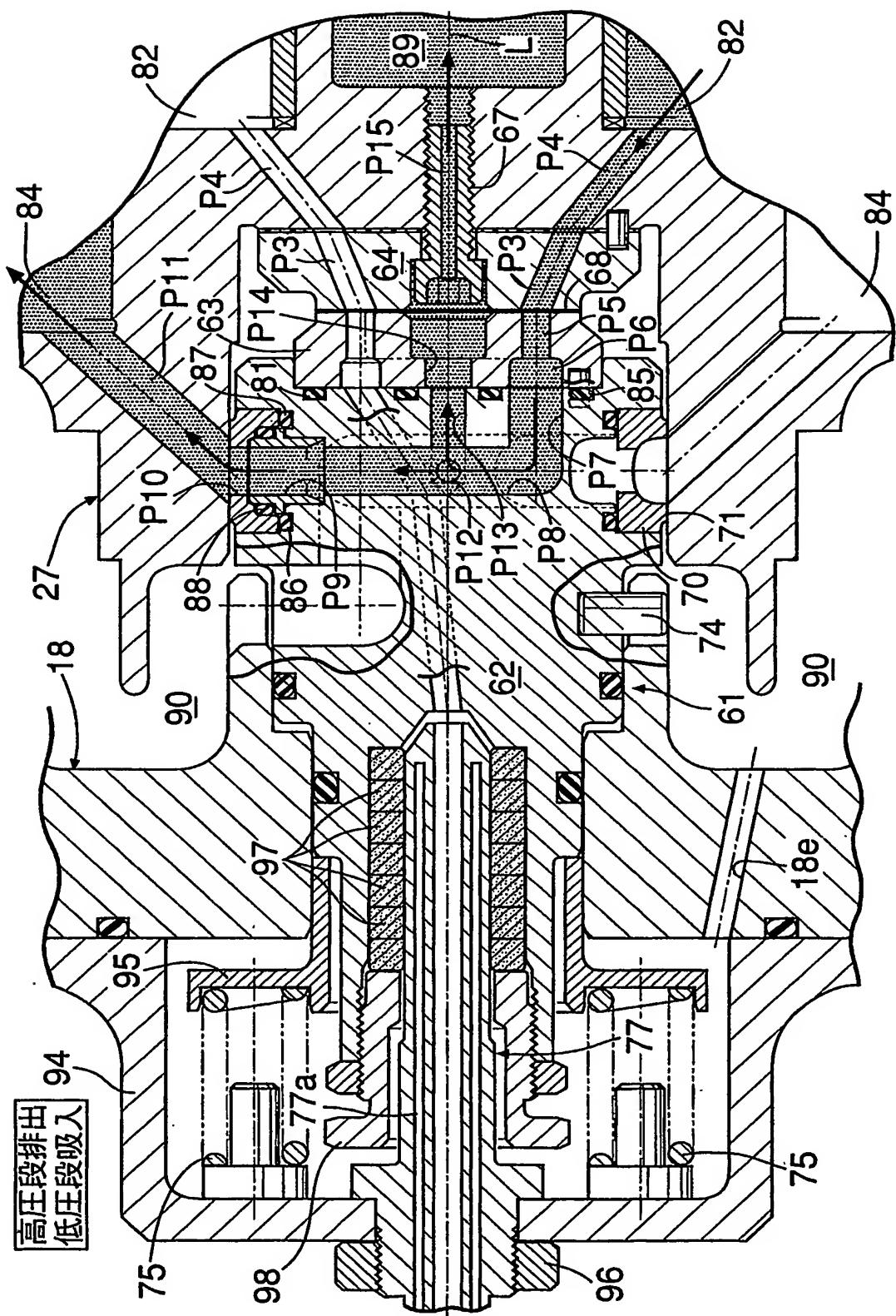
【図10】



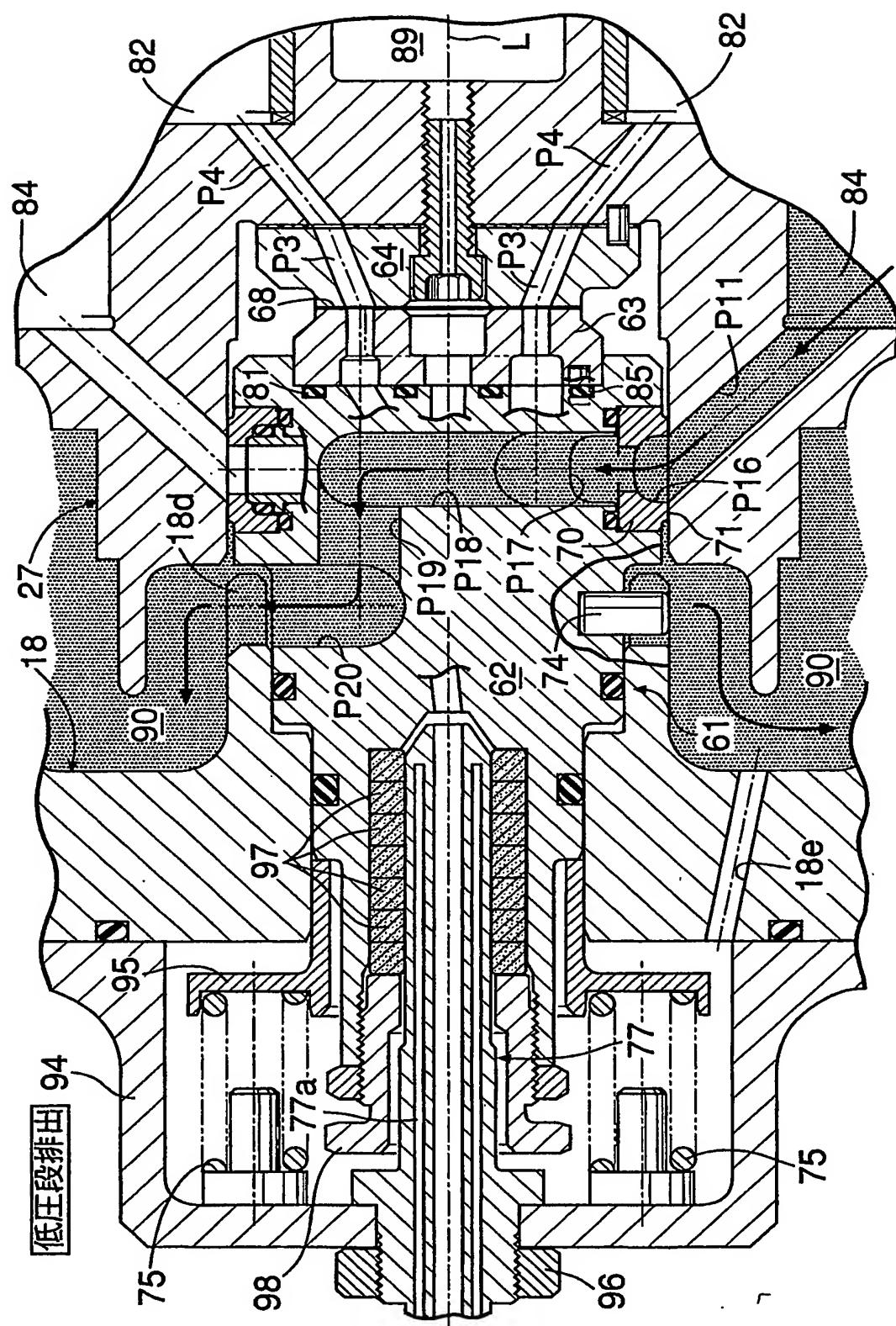
【図11】



【図12】



【図13】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 回転式流体機械のロータリバルブのバルブ本体部とロータとの摺動面の密着性を確保する。

【解決手段】 アキシャルピストンシリンダ群よりなる作動部49, 57に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブ61を備えた回転式流体機械において、ロータ27の軸線L上に配置されてロータリバルブ61に蒸気を供給する蒸気供給パイプ77をロータリバルブ本体62と別体に設け、蒸気供給パイプ77とロータリバルブ本体62との間にグランドパッキンよりなるシール手段97を配置する。柔軟なシール手段97は蒸気供給パイプ77の軸線L方向への移動がロータリバルブ61に伝達されるのを防止する機能を有するので、シール手段97で蒸気供給パイプ77の外周からの蒸気の漏れを最小限に抑えながら、ロータリバルブ61の摺動面68の密着性を確保して蒸気の確実な供給・排出を可能にすることができる。

【選択図】 図4

出願人履歴情報

識別番号 [000005326]

1. 変更年月日 1990年 9月 6日

[変更理由] 新規登録

住 所 東京都港区南青山二丁目1番1号

氏 名 本田技研工業株式会社